

УДК 631.372

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф. НТУ “ХПИ”,
БОНДАРЕНКО А.И., к.т.н., доц. НТУ “ХПИ”

РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРАНСМИССИИ FENDT VARIO КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ 900 СЕРИИ

В роботі ідентифіковані основні конструктивні параметри, типорозміри гідромашин гідрооб'ємної передачі, коефіцієнти корисної дії трансмісії відповідно до її кінематичної схеми та рекламних даних по тракторах серії Fendt 900 Vario, проаналізовані отримані результати.

Введение

Одной из наиболее оригинальных и эффективных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) является Fendt Vario (рис. 1) для гаммы универсально-пропашных тракторов Fendt (серии 200, 300, 400, 700, 800, 900) мощностью 51 – 287 кВт (70 – 390 л.с.), соответствующих тяговым классам 14 – 60 кН.

За более чем пятнадцатилетний период существования трансмиссионной технологии Fendt Vario единственной информационной средой по этим трансмиссиям являются данные рекламы и официальных сайтов [1].

Однако, ни в одном рекламном материале не даются параметры объемных гидромашин (их рабочие объемы, максимальные или номинальные угловые скорости их валов, значения давлений, объемный, механический и общий коэффициент полезного действия (КПД)), не указываются передаточные отношения планетарного ряда и редукторов трансмиссии.

В связи с этим идентификация основных конструктивных параметров трансмиссии Fendt Vario является важным этапом в понимании рабочих процессов в ГОМТ и развитии теории ГОМТ в целом.

Анализ последних достижений и публикаций

Серии тракторов, оснащенных трансмиссиями Fendt Vario с различными мощностными, массовыми и скоростными характеристикам, сведены в табл. 1.

В рекламных материалах фирмы Fendt [1] отмечается, что КПД трансмиссии Fendt Vario при скоростях движения трактора 4,5 – 7 км/ч равен 0,82. При технологическом режиме вспашки (при скоростях движения 7 – 9 км/ч, КПД трансмиссии 0,8 – 0,82) через гидравлическую ветвь передается 75%, а через механическую – 25% мощности двигателя.

В работах [2, 3] проведен анализ влияния передаточных отношений на перераспределение потоков мощности в двухпоточных трансмиссиях типа Fendt Vario; проанализировано влияние структурных схем гидрообъемных передач (ГОП) в трансмиссиях типа Fendt Vario (первая схема включает регулируемый гидронасос и два регулируемых гидромотора, вторая схема – моноблочная ГОП с двумя регулируемыми гидромашинами различных объемов) на КПД трансмиссии и мощность тепловыделений в ГОП.

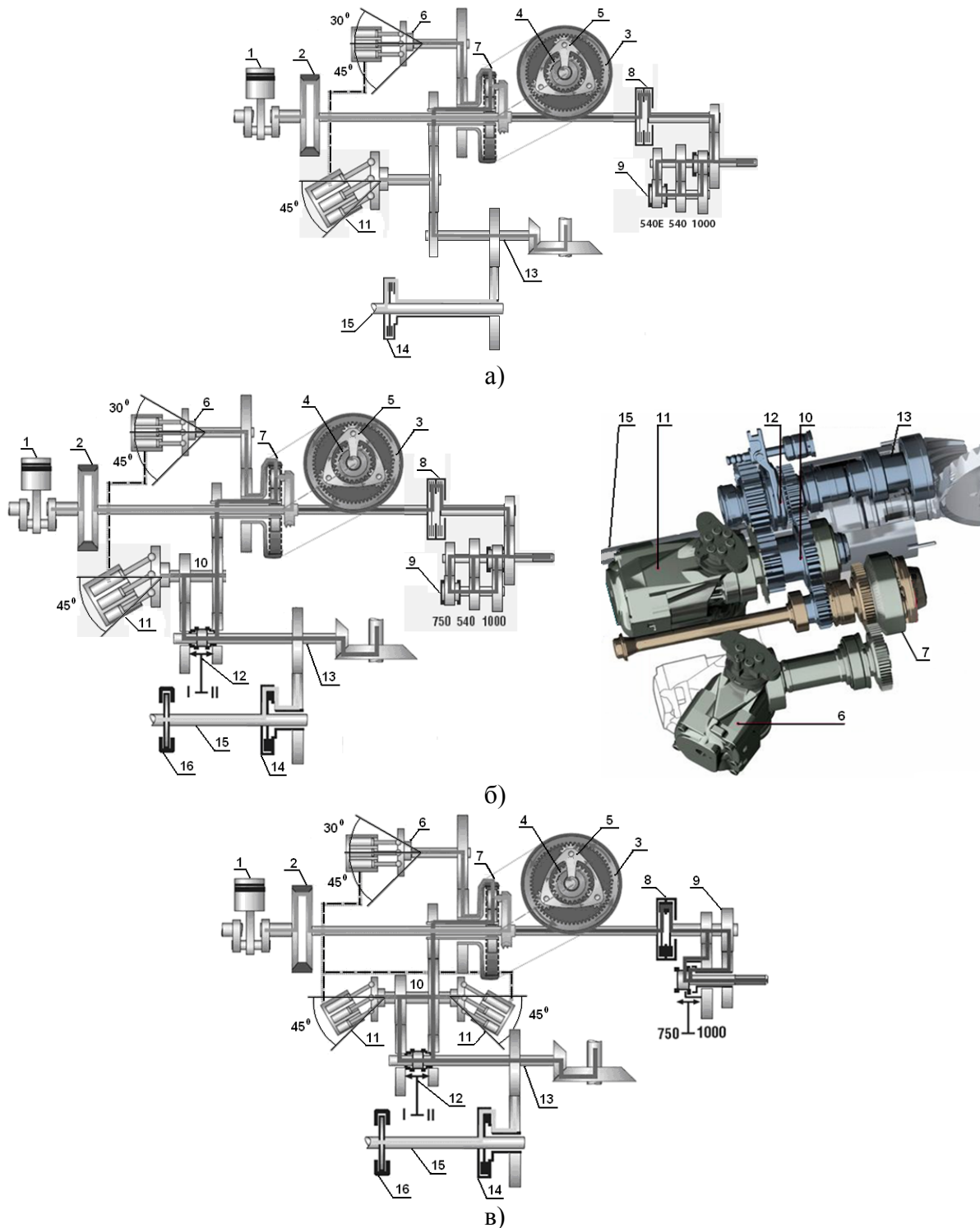


Рисунок 1 – Функциональная схема трансмиссии Fendt Vario:

1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – демпфер крутильных колебаний; 3 – коронная шестерня; 4 – солнечная шестерня; 5 – водило; 6 – гидронасос; 7 – планетарная передача; 8 – муфта включения вала отбора мощности; 9 – вал отбора мощности; 10 – суммирующий вал; 11 – гидромотор; 12 – муфта переключения диапазонов движения; 13 – привод на задний мост; 14 – муфта включения привода переднего моста; 15 – привод на передний мост; 16 – трансмиссионный тормозной механизм.

Таблица 1 – Трактора, оборудованные трансмиссией Fendt Vario

Серия	Мощность двигателя, кВт (л.с.)	Масса трактора / полная масса с балансировкой, кг	Диапазон скоростей
Fendt 200 Vario (рис.1, а)	51 – 81 (70 – 110)	2780 – 3930/ 4000 – 6500	от 0,02 до 35 (вперед от 0,02 до 35 км/ч, назад от 0,02 до 25 км/ч) либо же от 0,02 до 40 км/ч (вперед от 0,02 до 40 км/ч, назад от 0,02 до 25 км/ч)
Fendt 300 Vario (рис.1, а)	70 – 92 (95 – 125)	4130 – 4350/ 8000	от 0,02 до 40 км/ч (вперед от 0,02 до 40 км/ч, назад от 0,02 до 25 км/ч)
Fendt 400 Vario (рис.1, б)	85 – 114 (115 – 155)	5400 – 5450/ 9000 – 9500	от 0,02 до 50 км/ч (тяговый: вперед от 0,02 до 24 км/ч, назад от 0,02 до 17 км/ч; транспортный: вперед от 0,02 до 50 км/ч, назад от 0,02 до 40 км/ч)
Fendt 700 Vario (рис.1, б)	96 – 176 (130 – 240)	6605 – 7900/ 11500 – 12500	от 0,02 до 50 км/ч (тяговый: вперед от 0,02 до 28 км/ч, назад от 0,02 до 17 км/ч; транспортный: вперед от 0,02 до 50 км/ч, назад от 0,02 до 40 км/ч (до 33 км/час при мощности двигателя 200 – 240 л.с.))
Fendt 800 Vario (рис.1, в)	162 – 206 (220 – 280)	9300 – 9450/ 14000	от 0,02 до 60 км/ч (тяговый: вперед от 0,02 до 35 км/ч, назад от 0,02 до 20 км/ч; транспортный: вперед от 0,02 до 60 км/ч, назад от 0,02 до 33 км/ч)
Fendt 900 Vario (рис.1, в)	176 – 287 (240 – 390)	10700 – 10830/ 16000	

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является анализ основных параметров трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario:

- идентификация передаточных отношений редукторов и типоразмеров гидромашин ГОП в соответствии с кинематической схемой и декларируемыми в рекламе показателями трансмиссии;
- определение кинематических, силовых и энергетических параметров трансмиссии, КПД ГОП и трансмиссии в целом;
- анализ полученных результатов.

Математическая модель трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario.

Структурная схема трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario приведена на рис. 2. Кинематика трансмиссии описывается системой следующих уравнений:

$$\begin{cases}
 \omega_0 - \omega_d = 0; & \omega_0 - \omega_1 = 0; \\
 \omega_4 - k \cdot \omega_2 + (k-1) \cdot \omega_1 = 0; & S_1 \cdot \omega_4 - S_1 \cdot \omega_1 - \omega_s = 0; \\
 \omega_2 \cdot i_1 - \omega_3 = 0; & \omega_4 \cdot i_2 - \omega_5 = 0; \\
 e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3 - 2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5 = \Delta Q; \\
 \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; & \omega_5 \cdot i_4 - \omega_7 = 0; & \omega_6 - \omega_8 = 0, \Psi = 1; \\
 \omega_7 - \omega_8 = 0, \Psi = 0; & \omega_8 \cdot i_5 - \omega_9 = 0; & (\omega_9 - \omega_{10}) \cdot \Psi = 0; \\
 (\omega_{10} \cdot i_9 + \omega_{16}) \cdot \Psi = 0; & (\omega_{16} \cdot i_6 - \omega_{11}) \cdot \Psi = 0; & (\omega_{16} \cdot i_6 - \omega_{12}) \cdot \Psi = 0; \\
 \omega_8 \cdot i_7 - \omega_{13} = 0; & \omega_{13} \cdot i_8 - \omega_{14} = 0; & \omega_{13} \cdot i_8 - \omega_{15} = 0,
 \end{cases} \quad (1)$$

где ω_i – угловая скорость звена;

ω_d – угловая скорость коленчатого вала двигателя;

k – внутреннее передаточное отношение планетарного ряда [4];

S_1 – характерный параметр сателлитов [4];

ω_s – относительная угловая скорость сателлита;

i_j – передаточное отношение редуктора;

e_1, e_2 – относительный параметр регулирования ГОП;

q_1, q_2 – максимальная производительность гидромашин;

ΔQ – суммарные потери рабочей жидкости во всех гидромашинах, которые вычисляются с учетом знака перепада давления в ГОП [3 – 6];

Ψ – коэффициент, характеризующий диапазон движения (при $\Psi = 0$ – транспортный, при $\Psi = 1$ – тяговый).

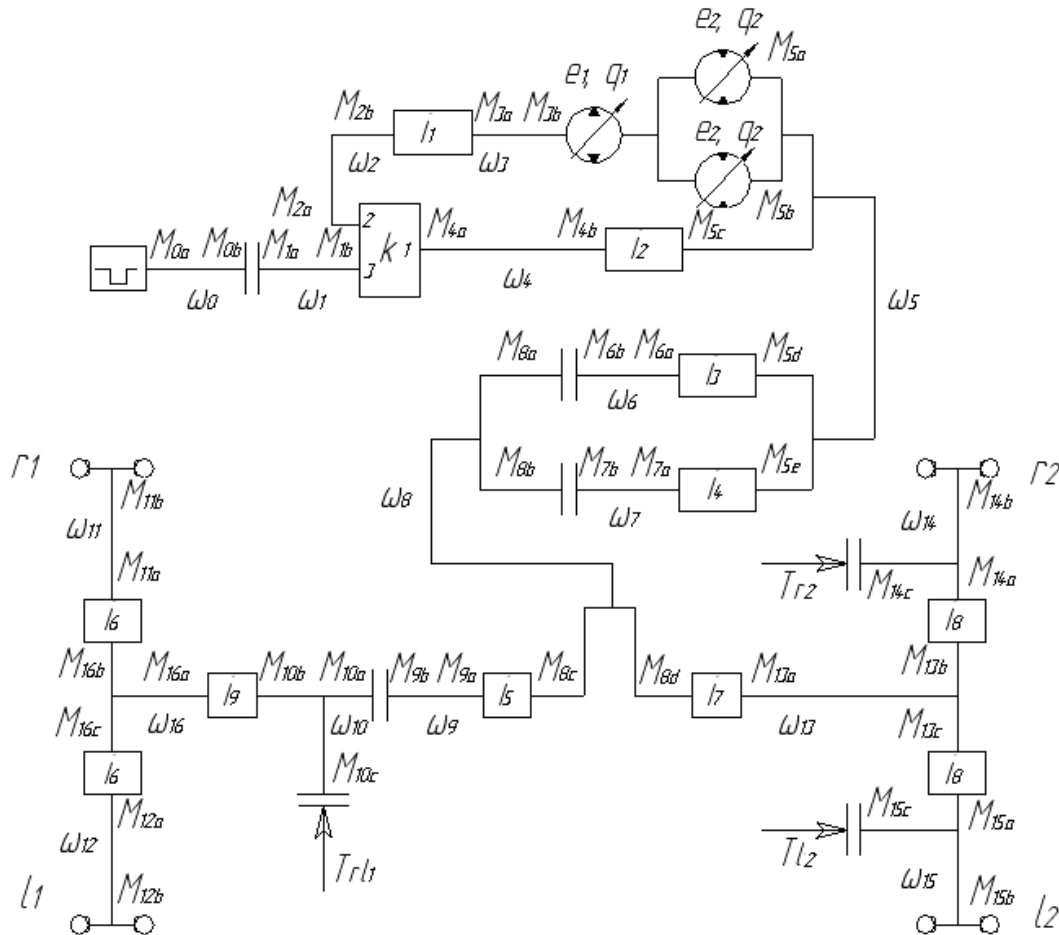


Рисунок 2 – Структурная схема трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario

Суммарные потери рабочей жидкости в гидронасосе и двух гидромоторах [4]:

$$\Delta Q = (\lambda_1 + 2 \cdot \lambda_2) \cdot \Delta p = \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_3|) + 2 \cdot \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_5|), \quad (2)$$

где λ_1, λ_2 – коэффициент объемных потерь, пропорциональный перепаду давления для гидронасоса и гидромоторов соответственно;

Δp – перепад рабочего давления в ГОП;

K_{iy}, C_{iy} – коэффициенты потерь для гидронасоса ($i=1$) и для гидромотора ($i=2$);

m – коэффициент динамической вязкости.

Силовые параметры трансмиссии описываются системой следующих уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{4a} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{4a} \cdot \omega_4)} + M_{2a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{2a} \cdot \omega_2)} + M_{1b} = 0; \\ M_{4a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{4a} \cdot \omega_4)} + M_{2a} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(M_{2a} \cdot \omega_2)} = 0; \\ M_{2b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} = 0; \quad M_{4b} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{5c} = 0; \\ M_{3b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{30}); \quad M_{5a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{50}); \\ M_{5b} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{50}); \quad M_{5d} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; \\ M_{6b} \cdot \Psi + M_{8a} = 0; \quad M_{6b} = 0, \Psi = 0; \quad M_{5e} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5e})} + i_4 \cdot M_{7a} = 0; \\ M_{7b} = 0, \Psi = 1; \quad M_{8b} = 0, \Psi = 1; \quad M_{7b} + M_{8b} = 0, \Psi = 0; \\ M_{8c} \cdot \eta_5^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_5 \cdot M_{9a} = 0; \quad M_{9b} + M_{10a} \cdot \Psi = 0; \\ (M_{10b} \cdot \eta_9^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{10b})} - i_9 \cdot M_{16a}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{16b} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{16b})} + i_6 \cdot M_{11a}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{16c} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{16c})} + i_6 \cdot M_{12a}) \cdot \Psi = 0; \quad M_{8d} \cdot \eta_7^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{8d})} + i_7 \cdot M_{13a} = 0; \\ M_{13b} \cdot \eta_8^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{13b})} + i_8 \cdot M_{14a} = 0; \quad M_{13c} \cdot \eta_8^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{13c})} + i_8 \cdot M_{15a} = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} + M_{5e} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} + M_{8d} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} = 0; \\ (M_{10a} + M_{10b} + M_{10c} \cdot T_{r11}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{16a} + M_{16b} + M_{16c}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{11a} + M_{11b}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{12a} + M_{12b}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{13a} + M_{13b} + M_{13c} = 0; \quad M_{14a} + M_{14b} + M_{14c} \cdot T_{r2} = 0; \\ M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} \cdot T_{l2} = 0; \quad (M_{11b} - M_{12b}) \cdot \Psi = 0; \quad M_{14b} - M_{15b} = 0; \\ \left[\frac{M_{11b} + M_{12b}}{M_{14b} + M_{15b}} - \frac{R_{ZCTn1} \cdot r_{n1} + R_{ZCTl1} \cdot r_{l1}}{R_{ZCTn2} \cdot r_{n2} + R_{ZCTl2} \cdot r_{l2}} \right] \cdot \Psi = 0; \\ (M_{11b} + M_{12b}) \cdot \Psi + M_{14b} + M_{15b} = ((R_{ZCTn1} + R_{ZCTl1}) \cdot r_{i1} + (R_{ZCTn2} + R_{ZCTl2}) \cdot r_{i2}) \cdot f, \end{array} \right. \quad (3)$$

где M_{mn} – моменты на звеньях ГОМТ; m-индекс-число совпадает с номером угловой скорости звеньев; n-индексы-буквы – соответствуют моментам на концах звеньев (рис. 2);

η_j – КПД редуктора;

η_{13}, η_{23} – КПД в зубчатых зацеплениях солнце – сателлит и эпицикл – сателлит при остановленном водиле, определяющие потери моментов;

Θ – коэффициент учета потерь в зубчатых зацеплениях ($\Theta = 0$ – без учета потерь, $\Theta = -1$ с учетом потерь в зубчатых зацеплениях);

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – потери момента в гидромашинах, вычисляемые, например, согласно математической модели потерь К.И. Городецкого [5 – 7], как функции параметров регулирования e_1, e_2 , угловой скорости валов гидромашин ω_3, ω_5 , рабочих объемов q_1, q_2 и перепада давления Δp ;

R_{zctij} – статическая нагрузка на колеса трактора ($i = r$ – правый борт, $i = l$ – левый борт, $j = 1$ – передняя ось, $j = 2$ – задняя ось);

T_{ij} – параметр включения тормоза ($T_{ij} = 1$ – тормоз включен, $T_{ij} = 0$ – выключен);

r_{ij} – радиус колес;

f – коэффициент сопротивления движению.

Момент потерь в гидромашинах определяется из следующего выражения [5 – 7]:

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_i| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \cdot \Delta p + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \right], \quad (4)$$

где $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$ – коэффициенты гидромеханических потерь [5 – 7];

D_{qi} – характерный размер гидромашин, $D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$.

Системы кинематических (1) и силовых (3) уравнений нелинейны за счет потерь в ГОП и зубчатых зацеплениях, решаются совместно итерационным методом при заданных моменте сопротивления на ведущих колесах, угловой скорости вала двигателя ω_d и параметре регулирования $e = e_1/e_2$. Совместное решение систем (1) и (3) дает моменты на всех звеньях ГОМТ, включая момент нагрузки на двигателе – M_d , а произведение угловых скоростей на соответствующие моменты с учетом знака дают величину и направление потоков мощности на конкретных звеньях и элементах ГОМТ.

Общий объемный КПД ГОП при прямом потоке мощности через гидropередачу:

$$\begin{aligned} \eta_o &= \frac{Q_{1T} - \Delta Q_1 - 2 \cdot \Delta Q_2}{Q_{1T}} = \eta_{o1} - \frac{2 \cdot \Delta Q_2}{Q_{1T}} = \eta_{o1} - \frac{2 \cdot (Q_{2T} - Q_{2T} \cdot \eta_{o2})}{Q_{1T}} = \\ &= \eta_{o1} - \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3 \cdot \eta_{o1} - 2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3} = \eta_{o1} - \frac{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3 \cdot \eta_{o1}}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3} + \frac{2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3} = \frac{2 \cdot e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5}{e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_3}. \end{aligned} \quad (5)$$

где Q_{1T}, Q_{2T} – теоретический расход через гидронасос и гидромотор соответственно;

$\Delta Q_1, \Delta Q_2$ – объемные потери в гидромашинах, складывающиеся из утечек, внутренних перетечек в гидромашинах и потерь на сжатие;

η_{o1}, η_{o2} – объемный КПД гидронасоса и гидромотора соответственно.

Общий КПД ГОП при прямом потоке мощности:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{gm} = \frac{(M_{5a} + M_{5b}) \cdot \omega_5}{M_{3b} \cdot \omega_3}, \quad (6)$$

где η_{gm} – общий гидромеханический КПД.

Следует обратить внимание на распределения потоков мощности в трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario. Значения и направления потоков мощности, передаваемых звеньями двухпоточной трансмиссии, определяются только круговым передаточным отношением замкнутого контура [8]:

$$i_{xkbx} = -\frac{N_{2a}}{N_{4a}} = -\frac{M_{2a} \cdot \omega_2}{M_{4a} \cdot \omega_4}. \quad (7)$$

При $-\infty < i_{xkbx} < 0$ направления потоков мощности по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии одинаковы, а при $0 < i_{xkbx} < \infty$ мощность по ветвям двухпоточной трансмиссии передается в противоположенных направлениях, т.е. в замкнутом контуре возникает циркулирующая мощность.

Определим основные параметры трансмиссии трактора Fendt 939 Vario (рис. 2, 3) с двигателем мощностью 287 кВт (максимальная угловая скорость двигателя 2200 об/мин); радиусом передних колес $r_{i1} = 0,8$ м, задних колес $r_{i2} = 0,98$ м; массой трактора 10830 кг; рабочим объемом гидронасоса – 130 см³, и рабочими объемами гидромоторов – по 160 см³ (“Sauer-Danfoss”) для различных диапазонов движения: тяговый диапазон движения (передний и задний ход при $f = 0,5$, $f = 0,05$), транспортный диапазон движения (передний и задний ход при $f = 0,05$).

Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом и транспортном диапазонах приведены на рис. 4 – 9 (ранее не использованные обозначения: η_{TP} – КПД трансмиссии; N_d – мощность двигателя, кВт; N_2 – мощность, выходящая с ГОП, кВт; $N_{gid} = 100 \cdot N_2 / (N_2 + M_{5c} \cdot \omega_5)$ – отношение мощностей в процентах, передаваемых через гидравлическую ветвь к выходной мощности из замкнутого контура на звене с угловой скоростью ω_5). Изменение от скорости трактора кругового передаточного отношения замкнутого контура приведено на рис. 10.

В замкнутом контуре трансмиссии трактора Fendt 939 Vario:

– отсутствует циркуляция мощности ($i_{xkbx} < 0$, рис. 10) при движении передним ходом (рис. 11, а):

- на тяговом диапазоне ($f = 0,5$) при скоростях 0,02...12 км/час;
- на тяговом диапазоне ($f = 0,05$) при скоростях 0,02...27,5 км/час;
- на транспортном диапазоне ($f = 0,05$) при скоростях 0,02...60 км/час;
- возникает циркуляция мощности ($i_{xkbx} > 0$, рис. 10) при движении задним ходом (рис. 11, б):

- на тяговом диапазоне ($f = 0,5$) при скоростях 0,02...10 км/час;
- на тяговом диапазоне ($f = 0,05$) при скоростях 0,02...15 км/час;
- на транспортном диапазоне ($f = 0,05$) при скоростях 0,02...30 км/час.

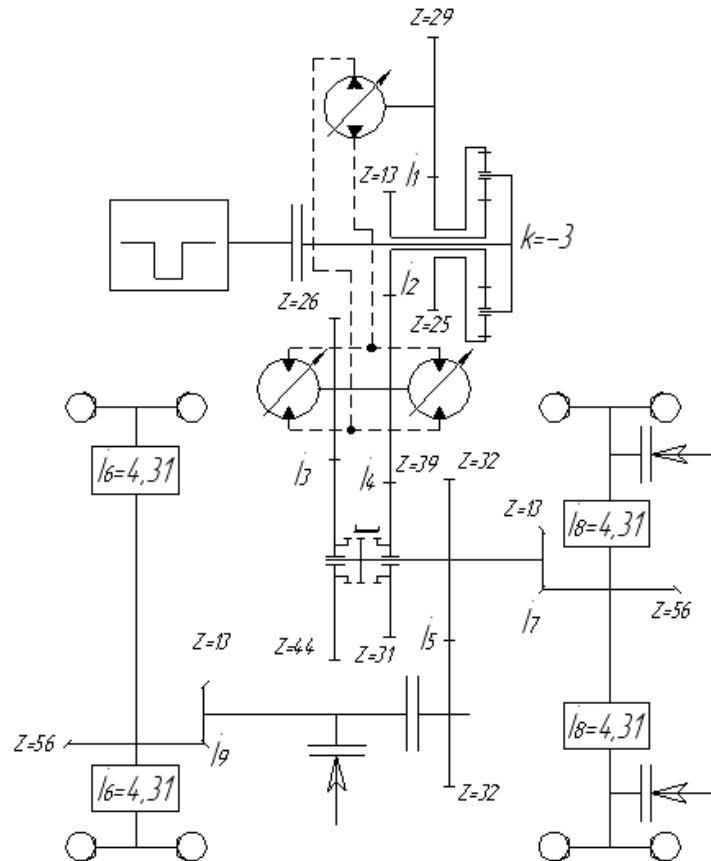


Рисунок 3 – Кинематическая схема с идентифицированными параметрами трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario

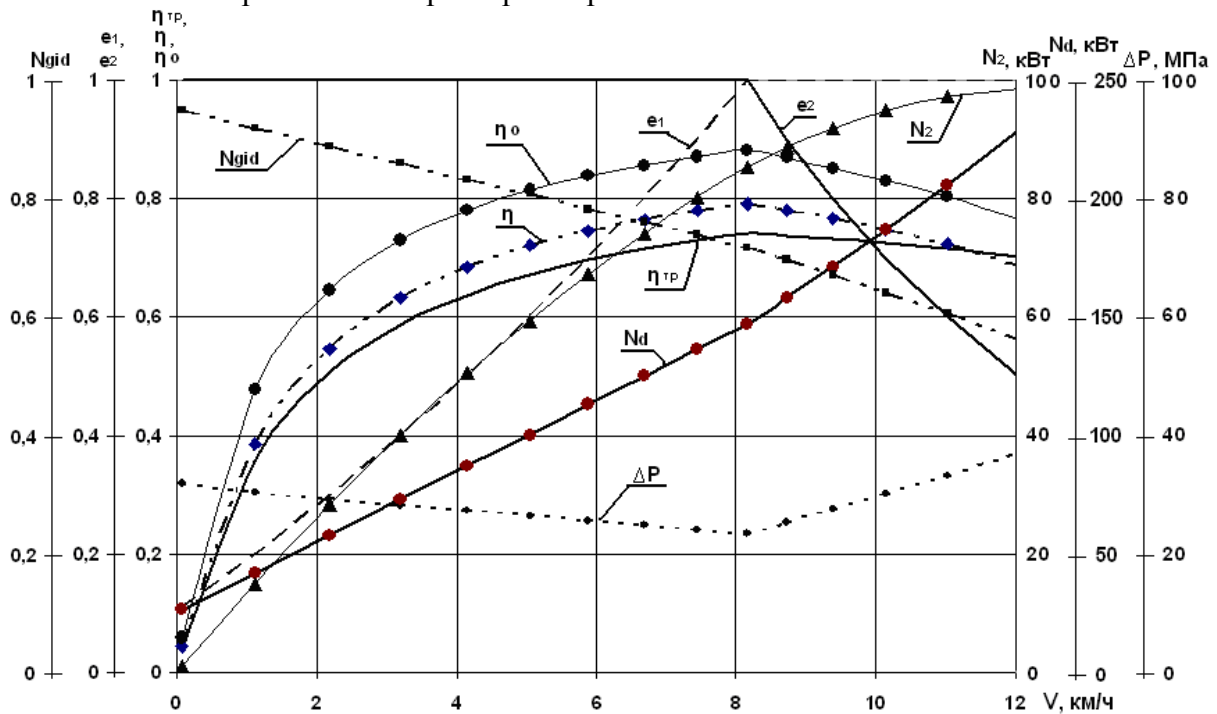


Рисунок 4 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом диапазоне движения ($f = 0,5$, передний ход)

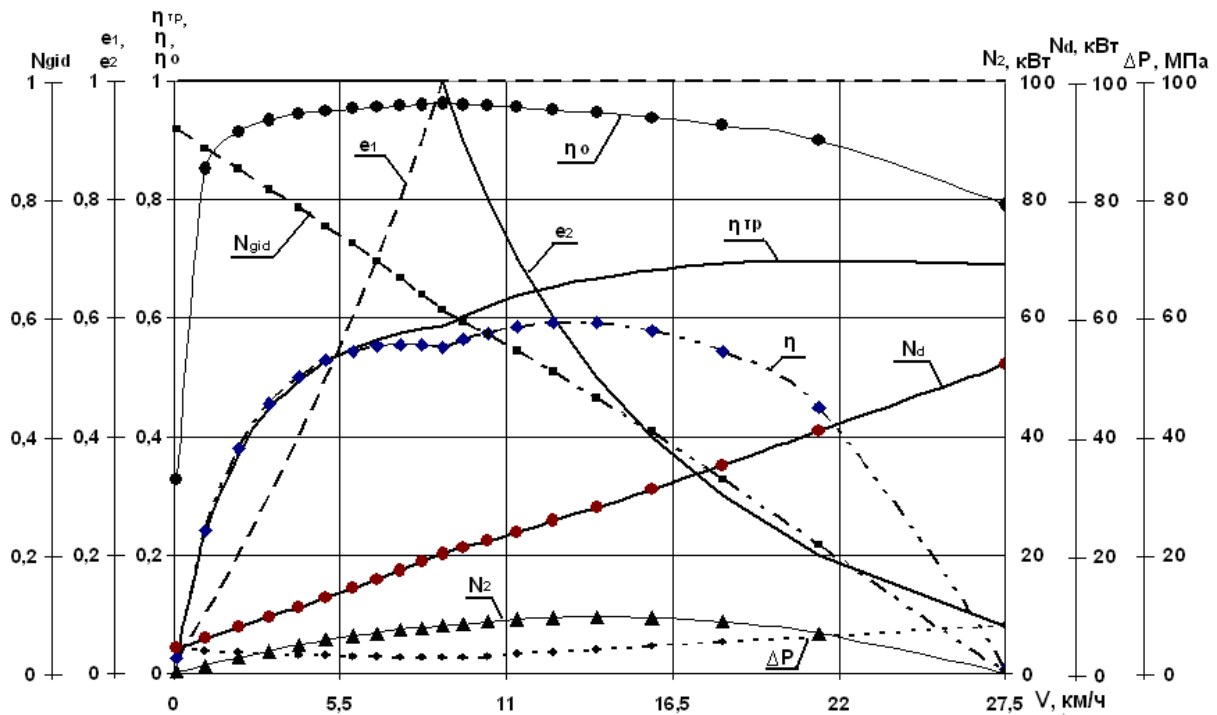


Рисунок 5 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом диапазоне движения ($f = 0,05$, передний ход)

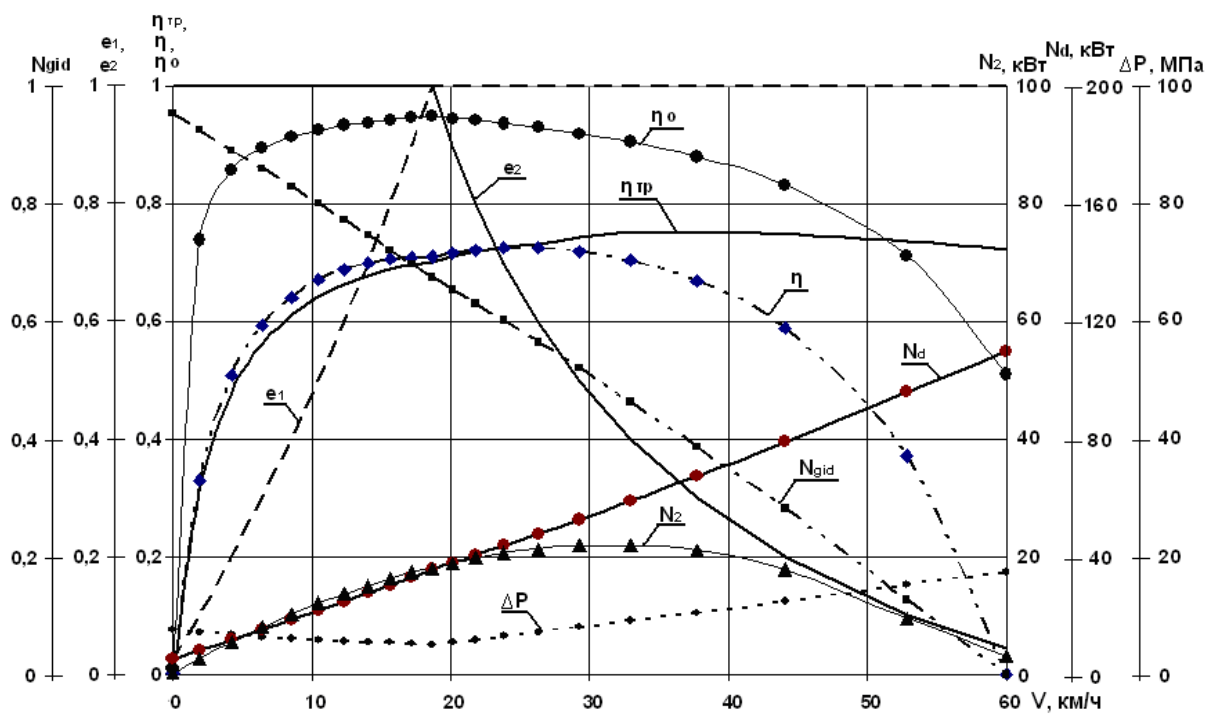


Рисунок 6 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на транспортном диапазоне движения ($f = 0,05$, передний ход)

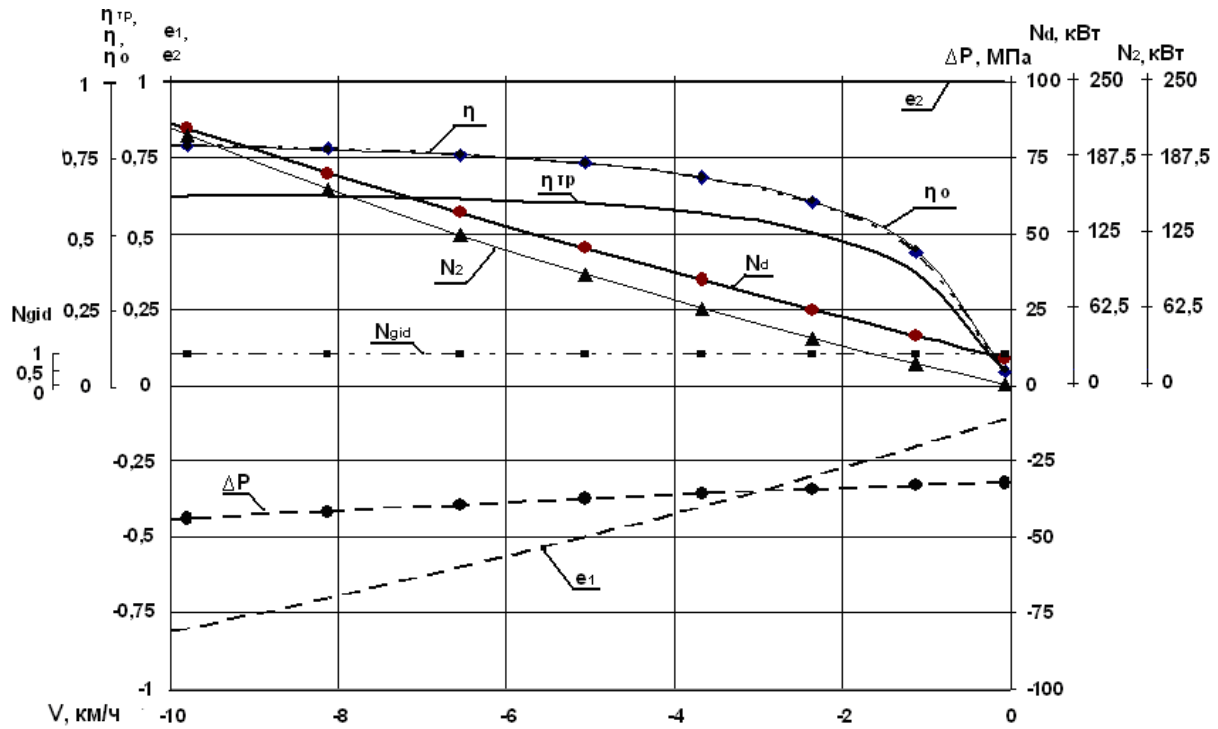


Рисунок 7 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом диапазоне движения ($f = 0,5$, задний ход)

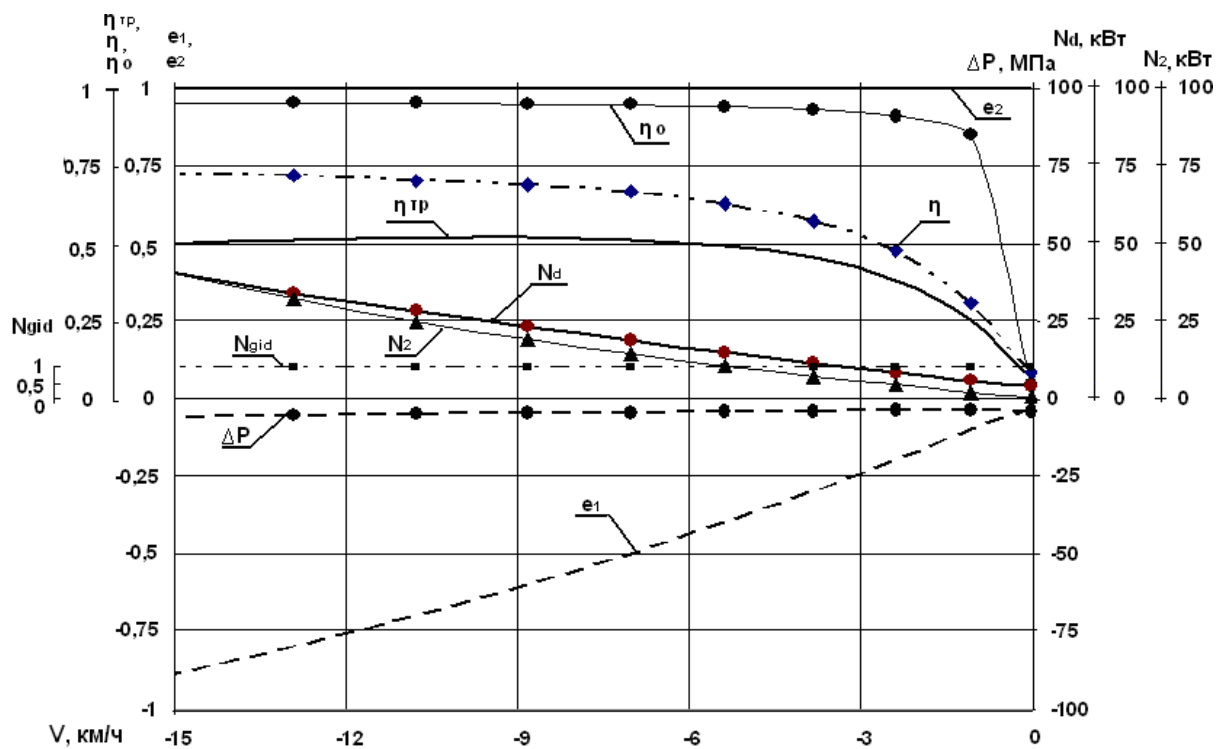


Рисунок 8 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на тяговом диапазоне движения ($f = 0,05$, задний ход)

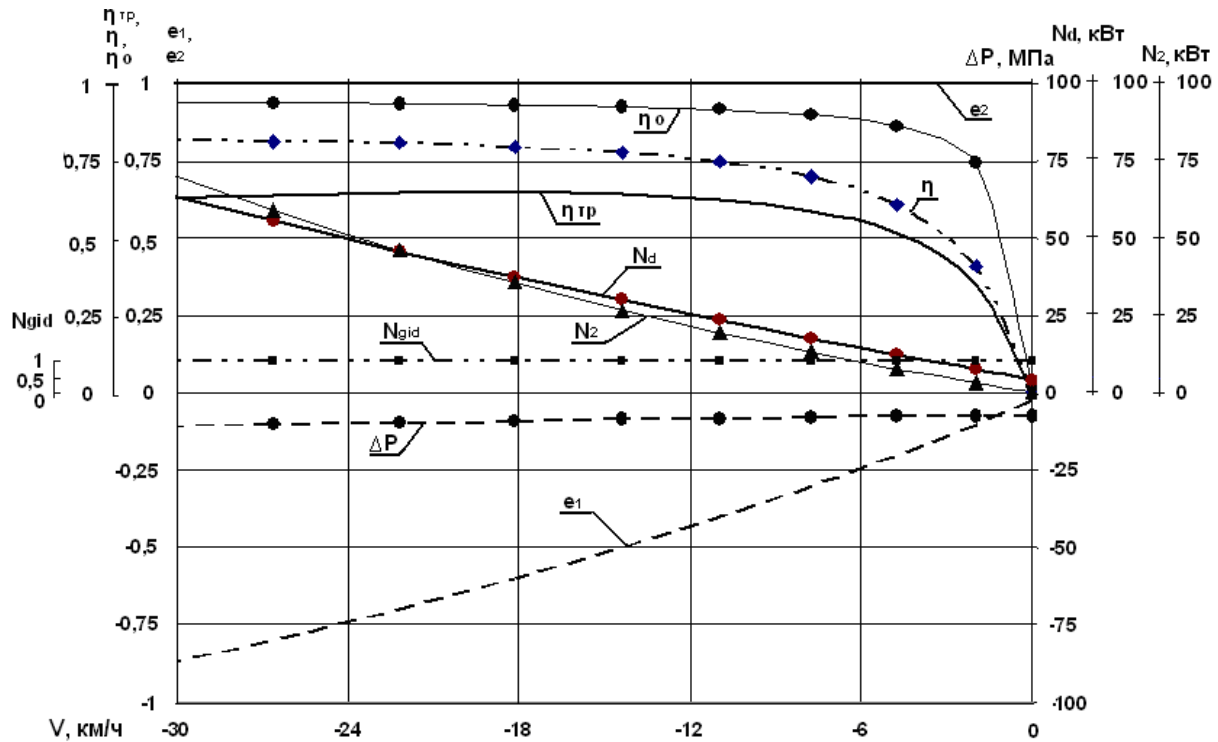


Рисунок 9 – Результаты статического анализа трансмиссии трактора Fendt 939 Vario на транспортном диапазоне движения ($f = 0,05$, задний ход)

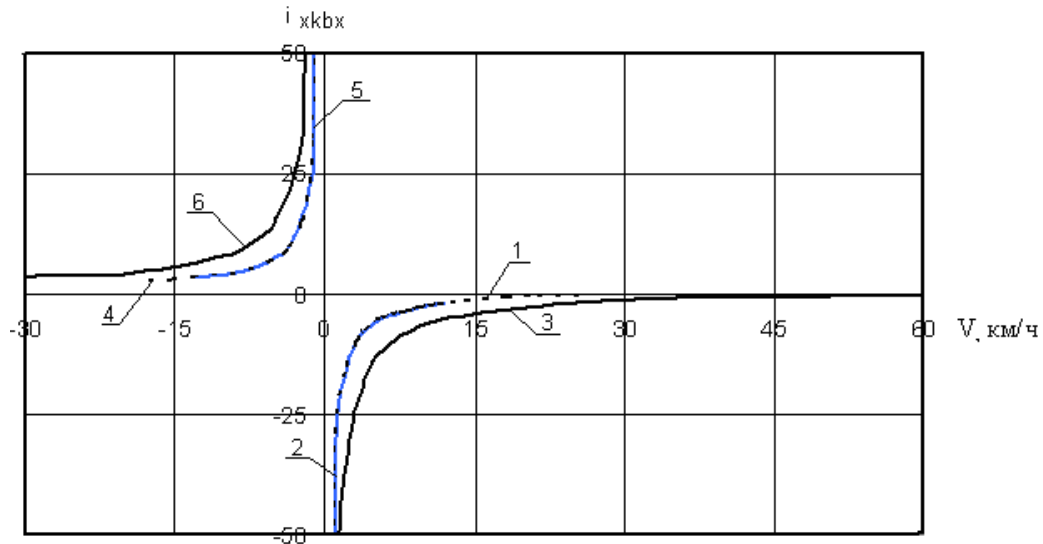


Рисунок 10 – Изменение кругового передаточного отношения замкнутого контура:
 1 – тяговый диапазон движения, $f = 0,05$, передний ход; 2 – тяговый диапазон движения, $f = 0,5$, передний ход; 3 – транспортный диапазон движения, $f = 0,05$, передний ход; 4 – тяговый диапазон движения, $f = 0,05$, задний ход; 5 – тяговый диапазон движения, $f = 0,5$, задний ход; 6 – транспортный диапазон движения, $f = 0,05$, задний ход

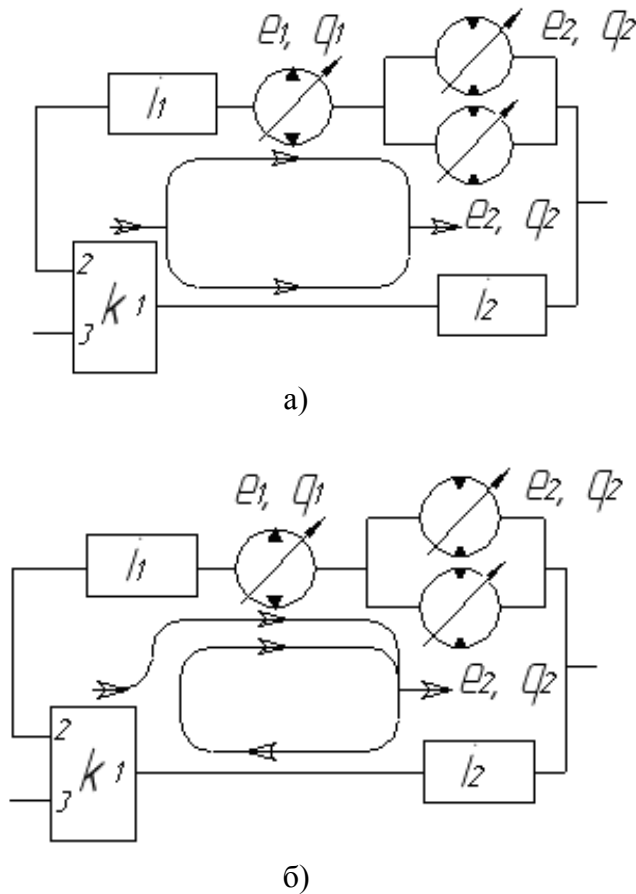


Рисунок 11 – Распределения потоков мощности в замкнутом контуре трансмиссии трактора Fendt 939 Vario: а – движение передним ходом; б – движение задним ходом

Выводы

По известным данным трактора Fendt 939 Vario (мощности двигателя, угловой скорости коленчатого вала, массе трактора, максимальной скорости движения на тяговом и транспортном диапазонах) идентифицированы основные конструктивные параметры трансмиссии (см. рис. 2) и объемы гидромашин (рабочий объем гидронасоса – 130 см^3 , рабочий объем гидромоторов – по 160 см^3).

В результате анализа было установлено, что максимальное значение КПД трансмиссии при технологическом режиме вспашки составляет 0,74, которое является ниже декларируемого в рекламе (максимальное – 0,82). Возможно, это связано с использованием модели Городецкого К.И. для определения КПД ГОП, которая может занижать значения КПД гидромашин и трансмиссии в целом.

Декларируемые в рекламе 75% мощности, которые проходят по гидравлической ветви в диапазоне скоростей 7 – 9 км/ч на тяговом диапазоне движения, подтверждены расчетом (рис. 4).

В рассматриваемой двухпоточной ГОМТ с дифференциалом на входе при движении передним ходом в замкнутом контуре трансмиссии циркуляция мощности отсутствует – мощность передается по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии. На заднем ходу в замкнутом контуре появляется циркулирующая мощность, что приводит к перегрузке гидравлической ветви.

Особенностью трансмиссии тракторов Fendt серий 800, 900 является наличие двух регулируемых гидромоторов, что существенно уменьшает рабочее давление в гидропередаче при движении вперед и, особенно, на заднем ходу, когда в режиме циркуляции мощности перегружена гидравлическая ветвь.

Список литературы: 1. Самородов В.Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, А.В. Rogov, М.Б. Бурлыга, Б.В. Самородов // Вестник НТУ "ХПИ": сб. научн. трудов. Тематический выпуск "Автомобиле- и тракторостроение". – 2003. – №4. – С. 3 – 19. 2. Самородов В.Б. Обоснование оптимальных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии трактора / В.Б. Самородов, А.В. Rogov // Вестник НТУ "ХПИ": сб. научн. трудов. Тематический выпуск "Автомобиле- и тракторостроение". – 2010. – №1. – С. 8 – 14. 3. Официальный сайт компании Fendt. Режим доступа к сайту: www.fendt.com (http://fendt.co.uk/downloadcenter_brochurespdf.asp). 4. Rogov А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 "Автомобілі та трактори" / Rogov Андрій Владимирович. – Харків, 2006. – 168 С. 5. Самородов В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – №7 – Ч. 2. – С. 363 – 370. 6. Городецкий К.И. КПД объемных гидропередач / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – №9. – С.9-14. 7. Городецкий К.И. Математическая модель объемных гидромашин / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С.14-17. 8. Аврамов В.П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемно-механических трансмиссиях транспортных машин / В.П. Аврамов, В.Б. Самородов. – Харьков: ХПИ, 1986. – 76 с. 9. Красеньков В.И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В.И. Красеньков, А.Д. Ваищ. – М: Машиностроение, 1986. – 272 с.